

⑬ 日本国特許庁 (JP)

⑭ 特許出願公開

⑫ 公開特許公報 (A)

昭57-47199

⑪ Int. Cl.³
F 28 F 27/00
F 22 B 37/42
// F 01 D 25/00
F 01 K 13/02

識別記号

庁内整理番号
7380-3L
6642-3L
7813-3G
6826-3G

⑬ 公開 昭和57年(1982)3月17日

発明の数 1
審査請求 未請求

(全 9 頁)

⑭ 熱交換器の診断装置および方法

⑮ 特 願 昭55-121101

⑯ 出 願 昭55(1980)9月3日

⑰ 発 明 者 二川原誠逸

東京都千代田区丸の内一丁目5

番1号株式会社日立製作所内

⑱ 出 願 人 株式会社日立製作所

東京都千代田区丸の内1丁目5

番1号

⑲ 代 理 人 弁理士 高橋明夫

明 細 書

発明の名称 熱交換器の診断装置および方法

特許請求の範囲

1. 被加熱材の流量、入、出口点の温度および圧力、加熱材の入口点の温度および圧力および出口点の温度の夫々に対応した信号を導出する第1の手段、第1の手段の信号と所定の換算表の対応とから被加熱材、加熱材の夫々が所定の点において保有するエンタルピを導出するとともに、エンタルピを介して加熱材から被加熱材への熱交換に伴う熱損失に対応した信号を導出する第2の手段、加熱材の流量に対応した信号を導出する第3の手段、第1の手段および第3の手段の信号と所定の換算表の対応とから被加熱材、加熱材の夫々が所定の点において保有するエンタルピを導出するとともに、エンタルピを介して加熱材から被加熱材への熱交換に伴う熱損失に対応した信号を導出する第4の手段、第2の手段と第4の手段の夫々の信号の差の大きさ又は変化率が所定値以内にあるかを判定

(1)

する第5の手段よりなることを特徴とする熱交換器の診断装置。

2. 熱交換器の被加熱材出口点の温度と熱交換器内における加熱材の飽和温度との差の被加熱材の流量に対応した信号を導出する第6の手段、前記の差の実測値に対応した信号を導出する第7の手段、第6、第7の手段の信号の差が所定値以内にあるかを判定する第8の手段を有することを特徴とする第1項記載の熱交換器の診断装置。

3. 熱交換器における被加熱材の入口点における温度と加熱材の出口点における温度差の被加熱材の流量に対応した信号を導出する第9の手段、前記温度差の実測値に対応した信号を導出する第10の手段、第9、第10の手段の信号の差が所定値以内にあるかを判定する第11の手段を有することを特徴とする第1項記載の熱交換器の診断装置。

4. 加熱材の流量に対応した信号の被加熱材の流量に対応した信号を導出する第12の手段、加

(2)

主蒸気管18を通つて高圧タービン2に入り、ここで蒸気の熱エネルギーの一部は発電機4をまわすための回転機械エネルギーに変換される。高圧タービン2で仕事をした蒸気は低温再熱蒸気管19を通り、再熱器16で再び加熱され、高温再熱蒸気管20を通つて再熱タービン3に導かれ、再び仕事をする。再熱タービン3で仕事をした蒸気は排気として復水器5に入り、海水等の冷却水によつて冷却されて水に復する。この復水は復水ポンプ6によりポンプアップされ、復水熱交換器7、空気抽出器8およびグランドコンデンサ9の各熱交換器を通つて熱回収を行い、低圧給水加熱器10、脱気器11で復水の温度を上げ、ボイラ給水ポンプ12で昇圧された給水は高圧給水加熱器13で更に給水の温度を上げて主給水管21を通つてボイラ1に給水される。高圧給水加熱器13、脱気器11および低圧給水加熱器10はいずれもタービンの抽気で加熱される。またボイラは燃料調節弁17でコントロールされた燃料が燃料バーナ14を通り火炉内で燃焼する。給水はこ

(7)

第3図は第2図の最終段の高圧加熱器まわりの状態量をぬき出したものである。すなわち第3図の給水加熱器において、加熱器の加熱蒸気①の圧力は 73.2 Kg/cm^2 、温度 363.5°C であり、この蒸気のエンタルピを蒸気表から求めると 728.8 Kcal/Kg となる。加熱蒸気のドレン③の圧力は加熱器々内圧力とほぼ同じで 69.6 Kg/cm^2 、温度は 260.6°C であり、このドレンのエンタルピを蒸気表から求めると 271.6 Kcal/Kg となる。加熱器への給水④の温度は 255.0°C で圧力は給水ポンプ出口から押出されるため、ここでは 289.9 Kg/cm^2 である。加熱器出口給水⑤は温度 285.2°C 、圧力はほぼ入口給水圧力に等しい。④と⑤の所の給水エンタルピは蒸気表からそれぞれ 265.3 Kcal/Kg 、 299.7 Kcal/Kg となる。加熱器々内②は圧力 69.6 Kg/cm^2 で、内部は飽和水であるため温度は蒸気表から求められ、 284.1°C となる。

このように第3図において各点で計測された圧力、温度から蒸気表によりエンタルピ(あるいは温度)が容易に求められるので、別に計測された

(9)

の燃焼による輻射熱を受けて蒸気となり、過熱器15で過熱されタービンに送られる。このようなプラントにおいて、プラントが正常な状態で運転されている場合の各部の状態量を示したのが第2図である。第2図では、第1図で省略されたものも一部示されている。例えば、3'、3''は夫々中圧タービン、低圧タービン、21はドレンクーラ、22はドレンポンプ、23はブースタポンプ、24は給水ポンプ用タービン、25は重油加熱器、26は空気加熱器、27はS.S.Rである。第2図は500MWを発電しているプラントの正常状態を示したもので、ボイラ、タービン、補機等の各部における温度($Q:^\circ\text{C}$)、圧力($P:\text{Kg/cm}^2$)、流量($G:\text{Kg/Hr}$)およびエンタルピ($H:\text{Kcal/Kg}$)が示されている。ここで示されている状態量はエンタルピを別にすれば容易に計測でき、本発明にかかる診断装置、方法の情報量となり得るものである。

本発明の実施例として第2図の熱平衡線図に示す最終段の高圧加熱器について以下説明する。

(8)

給水流量 1612676 Kg/Hr をもとに下記式により容易に加熱蒸気流量が求められる。

$$\text{加熱蒸気流量} = \frac{\text{給水流量} \times (\text{出口給水エンタルピ} - \text{入口給水エンタルピ})}{(\text{加熱蒸気エンタルピー} - \text{ドレンエンタルピー})}$$

$$= \frac{1612676 \times (299.7 - 265.3)}{(728.8 - 271.6)} = 121339 \text{ Kg/Hr}$$

..... (1)

(1)式は熱バランス式である。

第4図は第3図に示す給水加熱器における温度変化の様子を線図で表わしたもので、図中の番号は第3図のそれに対応しており、給水加熱器内の水、蒸気の温度分布が良くわかる。

一方、第3図における給水加熱器まわりの状態の別の見方をしたのが第5図である。すなわち第3図において計測された圧力、温度からエントロピを蒸気表から求めたものを第5図の()内に示してある。熱力学の第2法則(一つの熱源からの熱を温度の降下なく、また他になんら変化を及ぼすことなく継続して仕事にかえる運動は不可能である)は別の見方をすると、他になんらの変化を及

(10)

ぼすことなく熱交換をすることは不可能ということである。従つて第5図における給水加熱器での熱交換においても、エネルギー損失なく熱交換は出来ないことになる。

給水加熱器の熱交換でのエネルギー損失は下記式で求めることができる。

$$\text{エネルギー損失} = \sum_{i=1}^n [(G_{2i} \times T_{2i} - G_{1i} \times T_{1i})] \times \frac{(t_0 + 273.16)}{K_w} (Kcal/Kwh) \quad (2)$$

ここで G : 流量 (Kg/Hr)

T : 流体のエントロピ (Kcal/Kg°K)

Kw : 発電機出力 (Kw)

t₀ : ベースとなる温度 (第2図では 33.1°C) (°C)

サフィックス i : 熱交換の媒体数

2 : 出口

1 : 入口

(2)式をもとに第5図における給水加熱器での熱交換によるエネルギー損失 (ΔQ) を求めると下記のようになる。

(11)

いが発生した場合のそれぞれにおいて、正常状態 (実線) からの変化を点線で示した。しかしこの温度変化は小さいため、温度の検出誤差などを考えると第7図に示す温度変化から漏えいの有無を判定することは困難である。

第7図(c)の場合について、熱交換時のエネルギー損失 (ΔQ) を求めてみる。第3図に示す状態において、給水加熱器出口部において 20000 Kg/Hr の漏えいが発生するとドレン温度はおおよそ 264.1°C に上がる。この時の状態値は第8図に示すようになる。ここでエンタルピ、エントロピは蒸気表から求められ () 内に示すような値となる。

$$\left(\frac{121339 \times 260.6 + 20000 \times 285.2}{121339 + 20000} \right) = 264.1^\circ\text{C}$$

第8図のような状態において給水加熱器出口側給水管からの漏えい水が 20000 Kg/Hr あることがわかつている場合の熱交換時のエネルギー損失 (ΔQ_{LEAK}) は第8図をもとに計算すると次のようになる。

(13)

$$\Delta Q = (121339 \times (0.68898 - 1.5001) + 1612676 \times (0.72837 - 0.6650)) \times \frac{(33.1 + 273.16)}{500000}$$

$$\approx 2.31 (Kcal/Kwh) \quad \dots\dots\dots (3)$$

ここで求めたエネルギー損失 ΔQ = 2.31 Kcal/Kwh は給水加熱器が正常な状態であつても、熱交換動作において発生する損失エネルギーである。

第6図に正常状態での給水加熱器の温度特性を示す。第6図(a)に示す TD はターミナル温度差、DC はドレン出口温度差を表わしているが、その特性は給水加熱器の給水流量に対し、第6図(b)、(c)に示す通りの関係がある。

今、第3図における給水加熱器において、給水管に穴があき、給水側 (高圧) から蒸気あるいはドレン側 (低圧) に給水の漏えいが発生した場合、給水加熱器出入口の温度特性が正常状態に対してどのように変化するかを第7図に示した。

第7図(a)は給水加熱器入口側給水管で漏えいが発生した場合であり、第7図(b)は途中の給水管で漏えいした場合、第7図(c)は出口側給水管で漏えい

(12)

$$\Delta Q_{LEAK} = ((1592676 \times 0.72837 - 1612676 \times 0.6650) + (141339 \times 0.69678 - 121339 \times 1.5001)) \times \frac{(33.1 + 273.16)}{500000}$$

$$\approx 2.50 (Kcal/Kwh) \quad \dots\dots\dots (4)$$

この ΔQ_{LEAK} は給水加熱器が正常状態で熱交換している場合のエネルギー損失 ΔQ (= 2.31 Kcal/Kwh) に比べ大きくなつており、これは給水管からの漏えいによる損失分が増えたためであり、異常傾向がよくわかる。

しかしここに示した ΔQ_{LEAK} は理論的に計算したものであり、実際問題としては、給水加熱器における給水管からの漏えい量は外部から検出することが出来ない。ちなみに、20000 Kg/Hr は、給水量の 1.24% にしかあたらないから測定器での検出は困難である。したがつて漏えいが 20000 Kg/Hr あつた場合の給水加熱器まわりの状態量は第9図のようになり、この状態量から給水加熱蒸気流量及び熱交換によるエネルギー損失 ΔQ_{LEAK} を正常状態と同様の方法により求めてみる。こ

(14)

で100はドレン流量調整弁である。第9図における給水加熱蒸気流量は下記式で求められる。

$$\text{給水加熱蒸気流量} = \frac{1612676 \times (299.7 - 265.3)}{(728.8 - 275.9)} \\ \Rightarrow 122491 \text{ (Kg/Hr)} \quad \dots(5)$$

(5)式は給水管からの給水の漏えいがない場合の加熱蒸気流量を求める式である。次にこの蒸気流量をもとに $\Delta Q_{\text{LEAK}}'$ は下記式で求める。

$$\Delta Q_{\text{LEAK}}' = \{1612672 \times (0.72837 - 0.6650) \\ + 122491 \times (0.69678 - 1.5001)\} \\ \times \left(\frac{33.1 + 273.16}{500000} \right) \\ \Rightarrow 232 \text{ (Kcal/KWh)} \quad \dots(6)$$

(6)式も漏えいがない場合の計算式である。

ここで求められたエネルギー損失 $\Delta Q_{\text{LEAK}}'$ は給水加熱器が正常な状態でのそのエネルギー損失 ΔQ ($= 231 \text{ Kcal/KWh}$) にほとんど同じとなり、給水が漏えいしているにもかかわらず、上記(5)、(6)式で求めたのでは、漏えいによる損失を検出出来ない、これは(5)式により求めた加熱蒸気流量が

(15)

(8)式は漏えい量が不明のため給水加熱器の出口給水流量は入口と同じとしている。

第9図においてドレン流量は実際

$121339 + 20000 = 141339 \text{ Kg/Hr}$
あつたにもかかわらず、流量調整弁開度から求めた流量が検出誤差により 125000 Kg/Hr と少なく検出されても、給水加熱器が正常な時のエネルギー損失 ΔQ ($= 231 \text{ Kcal/KWh}$) と比較し(8)式で求められた $\Delta Q_{\text{LEAK}}''$ は大きく異なり、正常状態でないことが容易に判定できる。ドレン流量が 141339 Kg/Hr の場合は ΔQ と $\Delta Q_{\text{LEAK}}''$ はもつとその差が大きくなる。すなわち(7)、(8)式によりエネルギー損失を求める方法は(7)式により求める流量に相当大きな誤差をもつていても、わずかな流量変動を容易に判定でき、しかも(5)、(6)式により求めたエネルギー損失が給水加熱器が正常時のものとほとんど等しいことから、正常時でのドレン流量に対し、下記のように増減の判定まですることができる。

$\Delta Q > \Delta Q_{\text{LEAK}}''$ の時はドレン流量増加

(17)

漏えいによる損失分を修正してしまうためである。したがつて(5)、(6)式で計算したのでは漏えいの有無を検出することが出来ない。

第9図において給水加熱器ドレンは流量調整弁100により調整されており、この流量調整弁の開度 (V_P)、前後差圧 (ΔP) から調整弁を通る流量 (G_D) を下記式により容易に求めることが出来る。

$$G_D = f(V_P, \Delta P) \quad \dots\dots\dots(7)$$

ここで流量調整弁の開度 (V_P) 及び弁の前後差圧 ΔP は容易に測定できる。

第9図においてドレン流量が上記(7)式から 125000 Kg/Hr と検出されたとした場合、この時の熱交換時エネルギー損失 ($\Delta Q_{\text{LEAK}}''$) を求めると

$$\Delta Q_{\text{LEAK}}'' = \{1612676 \times (0.72837 - 0.6650) \\ + 125000 \times (0.69678 - 1.5001)\} \\ \times \left(\frac{33.1 + 273.16}{500000} \right) \\ \Rightarrow 190 \text{ (Kcal/KWh)} \quad \dots(8)$$

(16)

$\Delta Q < \Delta Q_{\text{LEAK}}''$ の時はドレン流量減少

なお熱バランス式から加熱蒸気流量を求めても正常時の 121339 Kg/Hr に対し(5)式から求めた漏えい時の加熱蒸気流量 122491 Kg/Hr ではその差がわずかで、この差からはとても異常を判定することは出来ない。

ここでエネルギー損失の絶対値は特に意味を持つものではない。ドレン流量の計測は流量計により行つてもよい。

このようにして(7)、(8)式により求めたエネルギー損失 $\Delta Q_{\text{LEAK}}''$ と正常時のそれ (ΔQ) とを比較し、その偏差により給水管からの漏えいの有無を判定することが本発明のポイントである。第10図に本発明を適用した一例を示した。第10図は給水加熱器のターミナル温度差、ドレン出口温度差及びドレン流量調整弁開度を含めた総合的給水加熱器の異常診断アルゴリズムを示しており、それぞれ正常時に対する偏差の大小により、漏えい発生、検出器異常、調整弁異常を検出するものである。

(18)

なお給水加熱器の漏えいは急速に拡大して行くのが普通であるため、(7)、(8)式から求めた dQ_{LEAK} の変化率を求め、第10図の漏えい検出ロジックに

$$\frac{d}{dt} (dQ_{LEAK}) < -\alpha'$$

による判定をもオア条件として加えることにより、検出を早くすることも出来る。

第10図は給水加熱器まわりの総合診断を示したが、ここで、 α 、 β 、 γ および δ は検出誤差等を考慮した判定のための裕度である。勿論この中の一部についての診断のみ行うことも出来る。なお当然ながら本診断機能は計算機の中に組込むことが出来る。

本発明は給水加熱器に限らず、第4、6、7図に示すような熱サイクルを持つ熱交換器には同様に適用できる。

尚、本発明を実施するに際し、給水流量の測定に大きな誤差があると判定はそれだけ影響を受けるが、ある程度の誤差量は第10図における判定

(19)

第1図は火力発電プラントの機能を示すスケルトン図、第2図は火力プラントの熱平衡線図、第3、5、8、9図は給水加熱器まわりの状態値を示す状態線図、第4図は給水加熱器内の温度分布図、第6、7図は給水加熱器の特性線図、第10図は異常診断装置の診断アルゴリズムを示すフロー図である。

1…ボイラ、2…高圧タービン、3…再熱タービン、4…発電機、5…復水器、6…復水ポンプ、7…復水熱交換器、8…空気抽出器、9…グランドコンデンサ、10…低圧給水加熱器、11…脱気器、12…ボイラ給水ポンプ、13…高圧給水加熱器、14…燃料バーナ、15…過熱器、16…再熱器、17…燃料調節弁、18…主蒸気管、19…低温再熱蒸気管、20…高温再熱蒸気管、21…主管水管。

代理人 弁理士 高橋明夫

(21)

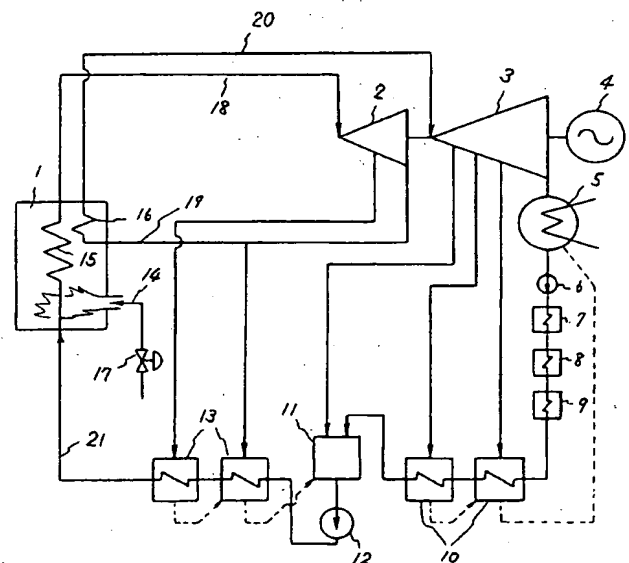
値 α 、 β 、 γ 、 δ で修正することで対処できる。さらに大きな測定誤差については別にリーズナブルチェック（発電機出力との相関関係とか主蒸気流量との関係などから誤差の程度を判定する）を行い、必要以上の誤差がある場合には測定値異常として処置し、診断処理を中断するのが良い。勿論判定回路が異常になれば本発明は用をなさなくなるので、自己診断機能を備え異常と判定した場合は本発明の診断機能を中断させるのが良い。

又、本発明の実施例としてとりあげた給水加熱器の性能はTD（ターミナル温度差）、DC（ドレン温度差）で代表される。従つてこのTD、DCが正常状態でのそれと比較し著しく悪い（TD、DCが正常値に比べ大きくなる）場合を性能劣化と定義され、性能劣化はチューブにスケール附着などで熱交換性能が低下したことを意味しており、この時にはTDが大きくなつたり、DCが大きくなつたりあるいはTD、DCとも大きくなつたりする形であらわれるのが一般である。

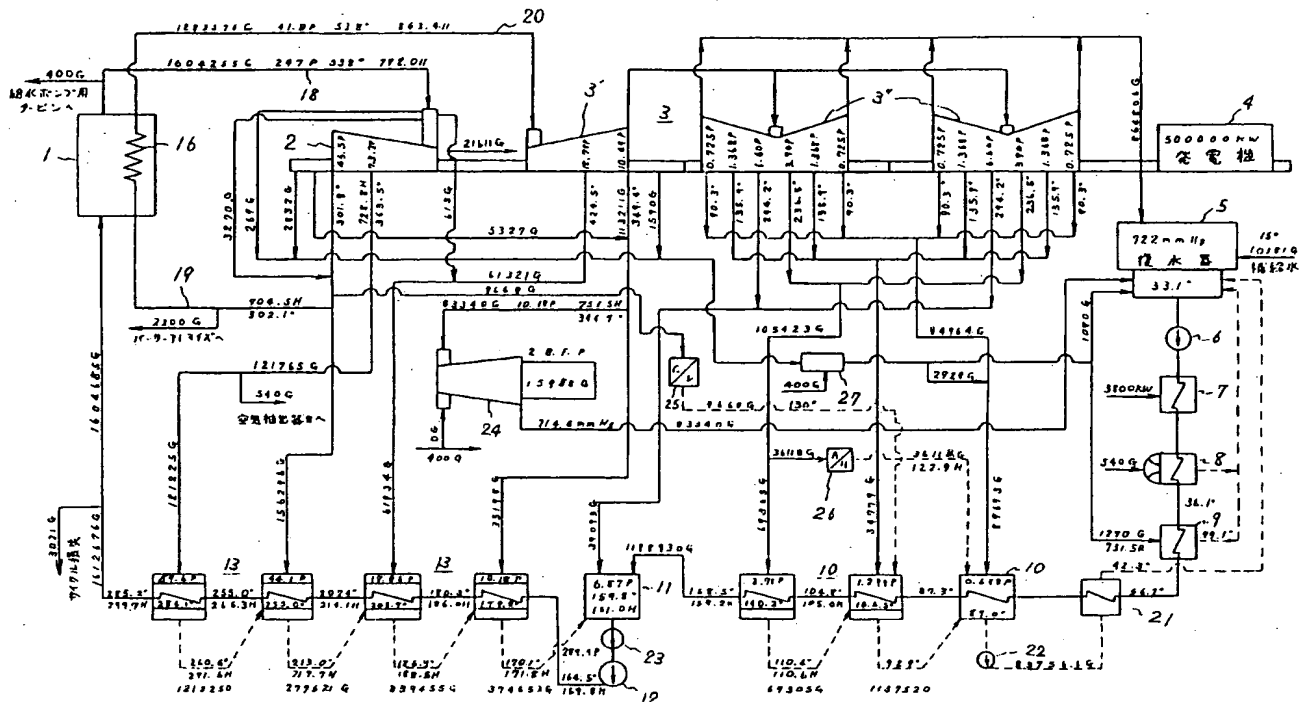
図面の簡単な説明

(20)

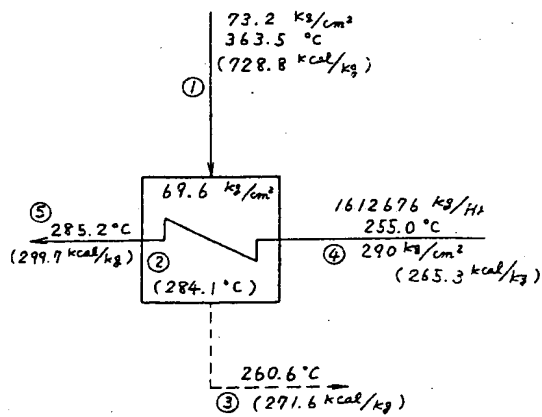
第1図



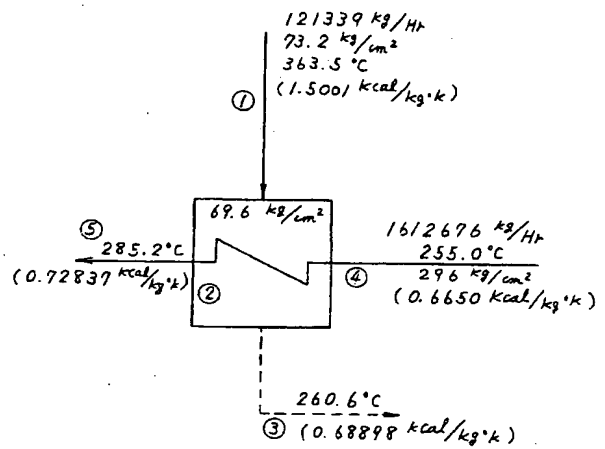
第 2 図



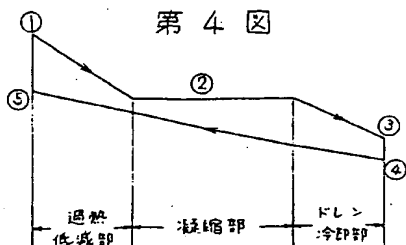
第 3 図



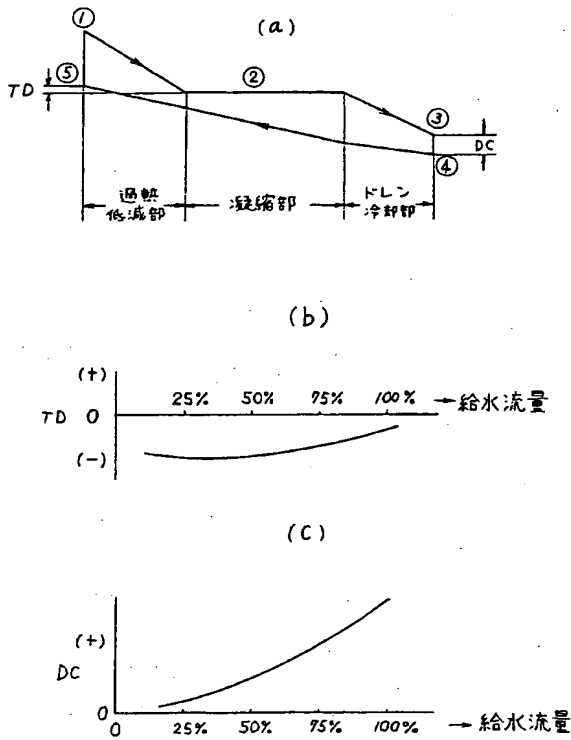
第 5 図



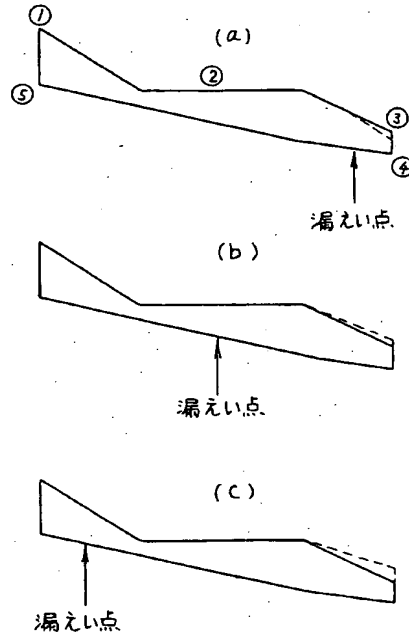
第 4 図



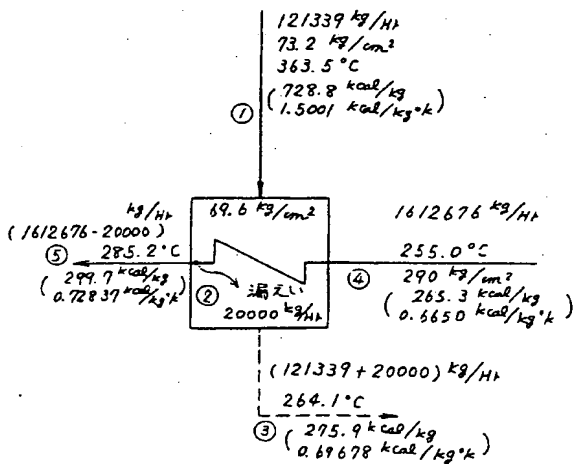
第 6 図



第 7 図



第 8 図



第 9 図

